

PAT-NO: JP404285354A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04285354 A
TITLE: TRANSMISSION FOR VEHICLE

PUBN-DATE: October 9, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MORISAWA, KUNIO	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOYOTA MOTOR CORP N/A	

APPL-NO: JP03074468
APPL-DATE: March 14, 1991

INT-CL (IPC): F16H037/02

US-CL-CURRENT: 474/11 , 475/210

ABSTRACT:

PURPOSE: To make a transmission for a vehicle in a compact size which transmits power without a belt type continuously variable gear in the running condition with a small speed change ratio such as high speed running or the like.

CONSTITUTION: A **forward-backward** switching mechanism 14 is disposed on the back side of a fixed rotor 78 of a drive side variable pulley 72 of a belt type continuously variable gear 16, that is, in a region where a hydraulic cylinder 88 of the other driven side variable pulley 74 is positioned. A CV clutch 92 is disposed on the back side of a fixed rotor 80 of the driven side variable pulley 74, that is, in a region where a hydraulic cylinder 86 of the other driven side variable pulley 72 is positioned.

COPYRIGHT: (C)1992, JPO&Japio

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-285354

(43) 公開日 平成4年(1992)10月9日

(51) Int.Cl.⁵

F 1 6 H 37/02

識別記号

庁内整理番号

C 8012-3J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平3-74468

(22) 出願日 平成3年(1991)3月14日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 森沢 邦夫

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

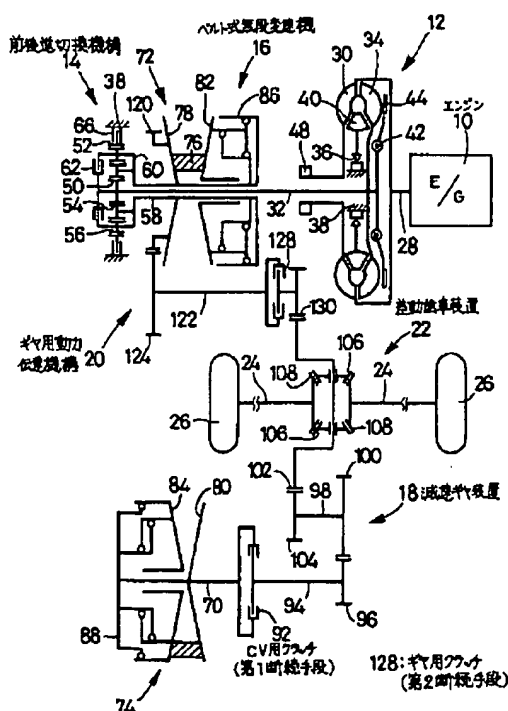
(74) 代理人 弁理士 池田 治幸 (外2名)

(54) 【発明の名称】 車両用変速装置

(57) 【要約】

【目的】 高速走行時などの変速比が小さい走行状態ではベルト式無段変速機を介することなく動力伝達を行う車両用変速装置をコンパクトに構成する。

【構成】 ベルト式無段変速機16の駆動側可変プーリ72の固定回転体78の背面側、すなわち他方の従動側可変プーリ74の油圧シリンダ88が位置する部位に前後進切換機構14を配設するとともに、従動側可変プーリ74の固定回転体80の背面側、すなわち他方の駆動側可変プーリ72の油圧シリンダ86が位置する部位にCV用クラッチ92を配設した。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動軸に固定された固定回転体、該駆動軸の軸方向の移動可能に配設された可動回転体、および該可動回転体の背面側に配設されて該可動回転体を軸方向に駆動する駆動手段を備えた駆動側可変プーリと、前記駆動軸と平行な従動軸に固定された固定回転体、該従動軸の軸心方向の移動可能に配設された可動回転体、および該可動回転体の背面側に配設されて該可動回転体を軸方向に駆動する駆動手段を備えて、軸方向において前記駆動側可変プーリと反対向きに配設された従動側可変プーリと、該駆動側可変プーリおよび従動側可変プーリに巻き掛けられた伝動ベルトとを有するベルト式無段変速機、伝達された動力の回転方向を切り換える前後進切換機構、および動力の伝達、遮断を切り換える第1断続手段を、動力伝達経路に直列的に有し、エンジン出力を無段階で変速して差動歯車装置に伝達する第1動力伝達経路と、動力の伝達、遮断を切り換える第2断続手段を有し、前記ベルト式無段変速機を介することなく前記エンジン出力を前記第1動力伝達経路における最小変速比側の予め定められた変速比で変速して前記差動歯車装置に伝達する第2動力伝達経路とを備え、前記ベルト式無段変速機の変速比が略最小となるような走行状態では前記第2動力伝達経路により前記差動歯車装置にエンジン出力を伝達する車両用変速装置において、前記前後進切換機構および前記第1断続手段の何れか一方を前記駆動側可変プーリの固定回転体の背面側に配設し、該前後進切換機構および第1断続手段の他方を前記従動側可変プーリの固定回転体の背面側に配設したことを特徴とする車両用変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はベルト式無段変速機を備えた車両用変速装置に係り、特に、ベルト式無段変速機の変速比が略最小となるような走行状態ではそのベルト式無段変速機を介することなく動力を伝達するようにした車両用変速装置の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 車両用変速装置として、(a) 駆動軸に固定された固定回転体、その駆動軸の軸方向の移動可能に配設された可動回転体、およびその可動回転体の背面側に配設されてその可動回転体を軸方向に駆動する駆動手段を備えた駆動側可変プーリと、前記駆動軸と平行な従動軸に固定された固定回転体、その従動軸の軸心方向の移動可能に配設された可動回転体、およびその可動回転体の背面側に配設されてその可動回転体を軸方向に駆動する駆動手段を備えて、軸方向において前記駆動側可変プーリと反対向きに配設された従動側可変プーリと、それ等の駆動側可変プーリおよび従動側可変プーリに巻き掛けられた伝動ベルトとを有するベルト式無段変速機、伝達された動力の回転方向を切り換える前後進切換

機構、および動力の伝達、遮断を切り換える第1断続手段を、動力伝達経路に直列的に有し、エンジン出力を無段階で変速して差動歯車装置に伝達する第1動力伝達経路と、(b) 動力の伝達、遮断を切り換える第2断続手段を有し、前記ベルト式無段変速機を介することなく前記エンジン出力を前記第1動力伝達経路における最小変速比側の予め定められた変速比で変速して前記差動歯車装置に伝達する第2動力伝達経路とを備え、前記ベルト式無段変速機の変速比が略最小となるような走行状態では前記第2動力伝達経路により前記差動歯車装置にエンジン出力を伝達する形式のものがある。特開昭63-101561号公報に記載されている変速装置はその一例である。

【0003】 具体的に説明すると、図7に示されているように、エンジン210の動力は、減速ギヤ212、ベルト式無段変速機214、CV用クラッチ（第1断続手段）215、前後進切換機構216、および中間軸218から成る第1動力伝達経路を介して差動歯車装置220に伝達されるようになっており、エンジン210から動力が伝達される入力軸222に設けられたギヤ用クラッチ（第2断続手段）224、ギヤ用出力歯車226、中間軸218から成る第2動力伝達経路により、ベルト式無段変速機214を介することなく差動歯車装置220に伝達されるようになっている。前後進切換機構216は、前進用歯車228、後進用歯車230、および同期嚙合機構232を備えてベルト式無段変速機214の従動軸234上に配設されており、CV用クラッチ215を介して従動軸234から伝達された動力を同期嚙合機構232により前進用歯車228または後進用歯車230に伝達し、前進用歯車228からは前記中間軸218に設けられた第1歯車238、第2歯車240を介して前記差動歯車装置220の大径歯車242に伝達される一方、後進用歯車230からはアイドル歯車244、246を介して上記第1歯車238、第2歯車240、大径歯車242に伝達される。図では、各軸が一平面内に位置するように示されているが、実際には図8に示されているように立体的に配置されており、アイドル歯車246は中間軸218の第1歯車238と嚙み合わされているとともに、前記ギヤ用クラッチ224を介して入力軸222に接続されるギヤ用出力歯車226もその第1歯車238と嚙み合わされている。また、ギヤ用出力歯車226の歯車径は、ベルト式無段変速機214を介して前後進切換機構216から第1歯車238に動力伝達が行われる場合の変速比（入力軸222の回転速度/中間軸218の回転速度）の最小値と略同じ変速比で中間軸218を回転させるように定められている。上記図8は、各歯車の嚙合い関係を明らかにするために前後の位置関係を実線で示したものであり、図中の248、250はそれぞれベルト式無段変速機214の駆動側可変プーリ、従動側可変プーリ

である。なお、この例では、中間軸218が第1動力伝達経路および第2動力伝達経路の双方に共用されている。

【0004】このような車両用変速装置においては、発進時や低中速走行時にはギヤ用クラッチ224を解放してCV用クラッチ215に係合させるとともに同期噛合機構232を前進用歯車228に連結することにより、エンジン210からベルト式無段変速機214に伝達された動力が前進用歯車228から第1歯車238、第2歯車240を経て差動歯車装置220に伝達される。また、高速走行時には、CV用クラッチ215を解放してギヤ用クラッチ224に係合させることにより、エンジン210からの動力は、ギヤ用出力歯車226から直接第1歯車238に伝達され、第2歯車240を経て差動歯車装置220に伝達されるようになる。一方、後進時には、ギヤ用クラッチ224を解放してCV用クラッチ215に係合させるとともに同期噛合機構232を後進用歯車230に連結することにより、エンジン210からベルト式無段変速機214に伝達された動力が後進用歯車230からアイドル歯車244、246を介して第1歯車238、第2歯車240、差動歯車装置220に伝達される。

【0005】ここで、変速比が小さい高速走行時等には、ベルト式無段変速機214の従動側可変プーリ250に対する伝動ベルト252の巻き掛け径が小さくなり、伝動ベルト252の変形に伴う動力損失が増加するため、上記のようにギヤ用出力歯車226から直接中間軸218に動力伝達が行われることにより、高速走行時における動力伝達効率が向上する利点がある。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、かかる従来の車両用変速装置は、前後進切換機構および第1断続手段が共にベルト式無段変速機の従動軸に配設されていたため、その従動軸側の軸方向寸法が駆動軸側に比較して長くなり、大きな設置スペースが必要になるという問題があった。このような車両用変速装置はエンジンルーム等の限られた空間内に配設されるため、コンパクト化に対する要求は極めて強いのである。

【0007】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、ベルト式無段変速機を介して動力伝達を行う第1動力伝達経路と、そのベルト式無段変速機の変速比が略最小となるように走行状態ではベルト式無段変速機を介することなく動力伝達を行う第2動力伝達経路とを有する車両用変速装置の軸方向寸法を小さくしてコンパクトに構成することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するためには、上記前後進切換機構および第1断続手段をベルト式無段変速機の駆動側および従動側に分離して配設すれば良く、本発明は、前記(a)ベルト式無段変速機、

前後進切換機構、および第1断続手段を動力伝達経路に直列的に有し、エンジン出力を無段階で変速して差動歯車装置に伝達する第1動力伝達経路と、(b)第2断続手段を有し、前記ベルト式無段変速機を介することなく前記エンジン出力を前記第1動力伝達経路における最小変速比側の予め定められた変速比で変速して前記差動歯車装置に伝達する第2動力伝達経路とを備え、前記ベルト式無段変速機の変速比が略最小となるような走行状態では前記第2動力伝達経路により前記差動歯車装置にエンジン出力を伝達する車両用変速装置において、前記前後進切換機構および前記第1断続手段の何れか一方を前記駆動側可変プーリの固定回転体の背面側に配設し、それ等の前後進切換機構および第1断続手段の他方を前記従動側可変プーリの固定回転体の背面側に配設したことを特徴とする。

【0009】

【作用および発明の効果】このような車両用変速装置においては、前後進切換機構と第1断続手段とがベルト式無段変速機の駆動側および従動側に分離して設けられるとともに、それぞれ固定回転体の背面側、言い換えれば軸方向において他方の可変プーリの駆動手段が設けられている部位に配設されるため、ベルト式無段変速機の駆動側および従動側の軸方向寸法が略均等で且つ軸直角方向において互いに重なり合うようになり、変速装置が全体としてコンパクトに構成されてエンジンルーム等の限られた空間内に効率良く設置され得るようになる。

【0010】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0011】図2乃至図4は、本発明の一実施例である車両用変速装置を備えたFF車両用横置トランスアクスルを示す断面図であり、図1は、そのトランスアクスルの駆動力伝達系を説明する骨子図である。また、図5はトランスアクスルの各軸の位置関係を示す図で、上記図2乃至図4は理解を容易とするためにそれ等の軸を一平面内に図示したものである。以下、図1に基づいて図2乃至図5を参照しつつ説明する。

【0012】先ず、エンジン10の動力は、ロックアップクラッチ付トルクコンバータ12から、前後進切換機構14、ベルト式無段変速機(以下、CVTという)16、および減速ギヤ装置18から成る第1動力伝達経路を経て差動歯車装置22に伝達されるようになっている。一方、CVT16の駆動側可変プーリ72にはギヤ用出力歯車120が設けられ、そのギヤ用出力歯車120およびギヤ用動力伝達機構20から成る第2動力伝達経路によりCVT16を介することなく差動歯車装置22に伝達されるようになっている。そして、差動歯車装置22からは、駆動軸24を経て車輪26へ伝達される。

【0013】トルクコンバータ12は、エンジン10のクランク軸28に接続されているポンプ翼車30と、そ

のポンプ翼車30からのオイルにより回転させられるとともに出力軸32に相対回転不能に連結されたタービン翼車34と、一方向クラッチ36を介してハウジング38に連結されたステータ翼車40と、ダンパ42を介して出力軸32に設けられたロックアップクラッチ44とを備えており、ロックアップクラッチ44の非係合状態では入出力回転速度比に応じた増幅率でトルクを伝達するようになっている。上記ロックアップクラッチ44は、例えば車速、エンジン回転速度、またはタービン翼車34の回転速度が所定値以上になると作動させられて、クラंक軸28と出力軸32とを直結状態にするものである。また、上記ポンプ翼車30には油圧ポンプ46(図2参照)のロータ48が連結されており、そのロータ48に対して偏心して噛み合わされた内歯車49がロータ48と共に回転駆動されることにより、各部の油圧アクチュエータを作動させるための油圧が発生させられるようになっている。

【0014】前後進切換機構14は、図示しないシフトレバーの操作位置に従って前進ギヤ段または後進ギヤ段に択一的に切り換えられるダブルピニオン型の遊星歯車装置であって、CVT16を挟んで上記トルクコンバータ12と反対側に配設されている。トルクコンバータ12の出力軸32はCVT16の軸心を挿通して反対側まで突き出しており、遊星歯車装置は、その出力軸32に相対回転不能に設けられたサンギヤ50と、サンギヤ50と同心に設けられたリングギヤ52と、それ等サンギヤ50およびリングギヤ52の一方および他方と噛み合い且つ互いに噛み合う一対の遊星ギヤ54および56と、それ等の遊星ギヤ54および56を回転可能に支持するとともにCVT16の駆動軸58に相対回転不能に連結されたキャリア60とを備えている。上記サンギヤ50とキャリア60との間には多板式の前進用クラッチ62が設けられているとともに、リングギヤ52とハウジング38との間には多板式の後進用ブレーキ66が設けられており、それぞれ油圧シリンダ64、68(図2参照)によって摩擦係合させられるようになっている。後進用ブレーキ66が解放された状態において油圧シリンダ64により前進用クラッチ62が係合させられると、出力軸32とキャリア60とが相対回転不能に連結されて駆動軸58が出力軸32と一体的に回転させられ、前進用クラッチ62が解放されるとともに油圧シリンダ68により後進用ブレーキ66が係合させられると、リングギヤ52の回転が阻止されるためキャリア60更には駆動軸58が出力軸32と反対方向、すなわち車両を後進させる方向へ回転させられる。上記駆動軸58には出力軸32を挿通させる挿通孔が形成されており、駆動軸58は出力軸32に対して共通の軸心aまわりの相対回転可能に配設されている。

【0015】CVT16は、上記駆動軸58およびその駆動軸58の軸心aと平行な軸心cまわりの回転可能に

配設された従動軸70を備えており、それ等の駆動軸58、従動軸70にはそれぞれ駆動側可変プーリ72、従動側可変プーリ74が設けられているとともに、両可変プーリ72、74間には伝動ベルト76が巻き掛けられている。可変プーリ72および74は、駆動軸58および従動軸70にそれぞれ固定された固定回転体78および80と、駆動軸58および従動軸70にそれぞれ軸方向の移動可能且つ軸まわりの相対回転不能に設けられた可動回転体82および84とから成り、可動回転体82および84がそれぞれの背面側に配設された駆動手段としての油圧シリンダ86および88によって軸方向へ移動させられることによりV溝幅、すなわち伝動ベルト76の掛り径(有効径)が変化させられて、CVT16の変速比 γ (=駆動軸58の回転速度/従動軸70の回転速度)が変更されるようになっている。これ等の可変プーリ72および74は、V溝幅の相対変化に拘らずV溝の中心が互いに一致するように軸方向において反対向き、すなわち固定回転体78、80と可動回転体82、84とが互いに反対に位置するように配設されており、前記前後進切換機構14は駆動側可変プーリ72の固定回転体78の背面側に位置させられている。また、上記油圧シリンダ86は専ら変速比 γ を変更するために作動させられ、油圧シリンダ88は専ら伝動ベルト76に滑りが生じない範囲で最小の挟圧力が得られるように作動させられる。かかるCVT16の変速比 γ は、図示しない電子制御装置により、燃費率および運転性を共に満足するように予め定められた最適曲線に沿って制御される一方、車両の停止に際しては再発進に備えて最減速側(変速比 γ 最大側)へ変化させられる。

【0016】上記従動軸70は、従動側可変プーリ74の固定回転体80の背面側において、油圧シリンダ90(図3参照)によって摩擦係合させられる多板式のCV用クラッチ92により出力軸94に相対回転不能に連結されるようになっている。CV用クラッチ92は第1断続手段に相当し、従動軸70から出力された動力を出力軸94に伝達したりその動力伝達を遮断したりするものである。出力軸94には第1歯車96が設けられており、中間軸98に設けられた第2歯車100と噛み合わされている。中間軸98は、出力軸94の軸心cと平行な軸心dまわりの回転可能に配設されているとともに、差動歯車装置22の大径歯車102と噛み合わされた第3歯車104を備えている。第2歯車100は第1歯車96よりも大径で、第3歯車104は大径歯車102よりも小径であり、これ等の第1歯車96、第2歯車100、および第3歯車104を含んで前記減速ギヤ装置18が構成されている。

【0017】差動歯車装置22は、駆動軸24の回転軸心eと直交する軸まわりに回転可能に支持され且つ大径歯車102と一体的に回転する一対の差動小歯車106と、その差動小歯車106と噛み合い且つ駆動軸24に

連結された一对の差動大歯車108とを備えている。したがって、減速ギヤ装置18から大径歯車102に伝達された動力は、差動歯車装置22において左右の駆動軸24へ均等に分配された後、左右の車輪26へ伝達される。

【0018】一方、前記ギヤ用出力歯車120は駆動側可変プーリ72の固定回転体78の背面に固設されており、軸心aと平行な軸心bまわりの回転可能に配設された中間軸122の第1歯車124と噛み合わされている。中間軸122はトルクコンバータ12側へ延び出し、その先端部において、油圧シリンダ126（図3参照）によって摩擦係合させられる多板式のギヤ用クラッチ128により、前記差動歯車装置22の大径歯車102と噛み合う第2歯車130に相対回転不能に連結されるようになっている。ギヤ用クラッチ128は第2断続手段に相当する。上記中間軸122、第1歯車124、ギヤ用クラッチ128、および第2歯車130によって前記ギヤ用動力伝達機構20が構成されており、このギヤ用動力伝達機構20の各歯車の歯車径は、CVT16および減速ギヤ装置18を介して差動歯車装置22に動力伝達が行われる場合の変速比（駆動軸58の回転速度/大径歯車102の回転速度）の最小値、すなわち駆動軸58の回転に対して大径歯車102を最も高速回転させる場合の変速比と略同じ変速比で大径歯車102を回転させるように定められている。また、かかるギヤ用動力伝達機構20は、図5から明らかなように、CVT16の駆動側可変プーリ72の下側であって差動歯車装置22を挟んで減速ギヤ装置18と反対側の位置に配設されているが、上記ギヤ用クラッチ128および油圧シリンダ126の上部が図2および図3から明らかなように油圧ポンプ46と駆動側可変プーリ72との間の空間内に入り込むことにより、中間軸122が出力軸32（駆動軸58）にできるだけ接近して配設され、ギヤ用動力伝達機構20の大部分がハウジング38内の潤滑油レベルQ（図5参照）よりも上方に位置させられるようになっている。

【0019】上記第1歯車124はベアリング170を介してハウジング38、より具体的には第3ケース152によって中間軸122と同じ軸心bまわりの回転可能に支持されており、中間軸122は、その第1歯車124に一体的に固設されているとともに、ニードルベアリング172、スラストベアリング174を介してハウジング38の一部を構成する第2ケース150によって軸心bまわりの回転可能且つ軸方向の移動不能に支持されている。また、第2歯車130は、中間軸122との間に配設されたニードルベアリング176、スラストベアリング178、ハウジング38の一部を構成する第1ケース148との間に配設されたスラストベアリング180、およびその第1ケース148に固設された支持部材182との間に配設されたニードルベアリング184に

より、同じく軸心bまわりの回転可能且つ軸方向の移動不能に支持されている。

【0020】前記ハウジング38は例えばアルミニウムダイキャスト製品であって、図2乃至図4から明かなように、多数のボルトにより互いに一体的に結合された第1ケース148、第2ケース150、第3ケース152、およびキャップ154にて構成されており、トルクコンバータ12を収容する第1室156と、CVT16やギヤ用動力伝達機構20、減速ギヤ装置18、差動歯車装置22を収容する第2室158と、前後進切換機構14を収容する第3室160とが設けられている。上記第2ケース150には、前記油圧シリンダ64、68、90、126等に対する作動油の供給を制御する制御弁などが組み入れられたバルブボディ164（図2参照）がボルトによって固設されているとともに、そのバルブボディ164を覆蓋するようにカバー166が固設されている。また、第2ケース150の第1ケース148側端面には、前記油圧ポンプ46を構成するポンプハウジング168が固設されている。

【0021】そして、以上のように構成されたトランスアクスルのクラッチ62、92、128およびブレーキ66は、シフトレバーの操作レンジに応じて図6に示されているように係合制御される。具体的に説明すると、シフトレバーがN（ニュートラル）レンジに操作されると、CV用クラッチ92が係合制御される。Nレンジでは、少なくとも前後進切換機構14の前進用クラッチ62および後進用ブレーキ66が解放状態であれば、その前後進切換機構14からCVT16への動力伝達が遮断されるため、CV用クラッチ92およびギヤ用クラッチ128の作動状態は係合でも解放でも差支えないが、NレンジからR（リバース）レンジまたはD（ドライブ）レンジへの切換制御を円滑に行う上で、本実施例ではCV用クラッチ92が係合制御されるようになっている。

【0022】上記NレンジからRレンジへシフトレバーが切り換えられると、前後進切換機構14の後進用ブレーキ66が係合制御され、CVT16に逆回転すなわち車両を後進させる方向の動力が伝達されるようになり、そのCVT16から係合状態のままのCV用クラッチ92を経て減速ギヤ装置18、更には差動歯車装置22に伝達される。CVT16は、その変速比 γ が最大となるように制御されている。

【0023】また、NレンジからDレンジへシフトレバーが切り換えられると、前後進切換機構14の前進用クラッチ62が係合制御され、CVT16に正回転すなわち車両を前進させる方向の動力が伝達されるようになり、そのCVT16から係合状態のままのCV用クラッチ92を経て減速ギヤ装置18、更には差動歯車装置22に伝達される。CVT16は、発進時にはその変速比 γ が最大となるように制御されているが、走行中はスロットル弁開度や車速などの走行状態に応じて変速比 γ が

逐次変更される。また、低中速走行時にはCVT16を介して動力が伝達されるが、そのCVT16の変速比 γ が略最小となる高速走行時等には、CV用クラッチ92が解放されるとともにギヤ用クラッチ128に係合制御されることにより、CVT16を介することなくギヤ用出力歯車120からギヤ用動力伝達機構20を経て差動歯車装置22に動力が伝達されるようになる。

【0024】ここで、かかる本実施例のトランスアックスルにおいては、前後進切換機構14とCV用クラッチ92とがCVT16の駆動側および従動側に分離して設けられるとともに、それぞれ固定回転体78、80の背面側、言い換えれば軸方向において他方の可変プリー74、72の油圧シリンダ88、86が設けられている部位に配設されているため、図2および図3から明かなように、CVT16の駆動側および従動側の軸方向寸法が略均等で且つ軸直角方向において互いに重なり合うようになり、トランスアックスルが全体としてコンパクトに構成されてエンジンルーム等の限られた空間内に効率良く設置され得るようになる。特に、本実施例では前後進切換機構14としてダブルピニオン型の遊星歯車装置が用いられているため、前記図7に示されているようなカウンタギヤ方式の前後進切換機構と比較して、カウンタ軸が不要であるとともに軸方向寸法を一層小さくできる利点がある。

【0025】また、本実施例ではCVT16による第1動力伝達経路とギヤ用動力伝達機構20による第2動力伝達経路とが別経路で差動歯車装置22に動力を伝達するようになっているため、前記図7および図8の従来装置のように中間軸218が両経路に共用され、その中間軸218を中心としてベルト式無段変速機214の駆動側および従動側の両可変プリー248、250、後退用のアイドル歯車244、246、および差動歯車装置220を配設しなければならない場合に比較して、CVT16の可変プリー72、74、減速ギヤ装置18、差動歯車装置22、ギヤ用動力伝達機構20の各軸の配設位置の設定の自由度が高く、車両のエンジンルーム形状等に応じてコンパクトに構成できる利点がある。因に、本実施例におけるCVT16の可変プリー72、74、減速ギヤ装置18、および差動歯車装置22の各軸位置は、CVT16による第1動力伝達経路のみで動力を伝達する従来の無段変速装置と全く同じである。

【0026】また、本実施例ではギヤ用クラッチ128および油圧シリンダ126の上部が油圧ポンプ46と駆動側可変プリー72との間の空間内に入り込み、中間軸122が出力軸32（駆動軸58）に接近して配設されてギヤ用動力伝達機構20の大部分がハウジング38内の潤滑油レベルQよりも上方に位置させられているため、潤滑油攪拌に伴う動力損失が少ない。

【0027】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明は他の態様で実施することも

できる。

【0028】例えば、前記実施例の前後進切換機構14は遊星歯車装置を備えて構成されているが、カウンタギヤ方式など他の前後進切換機構を採用したり、ラビニヨ型複合遊星歯車装置などを用いて有段変速機能を持たせたりすることも可能である。回転速度を複数段階で切り換える有段変速機構を従動軸70等に別個に配設することも可能で、その場合にはその有段変速機構のクラッチやブレーキ等により第1断続手段が構成されてもよい。

【0029】また、前記実施例ではCVT16の駆動側に前後進切換機構14が配設され、従動側にCV用クラッチ92が配設されているが、駆動側にCV用クラッチ92を配設して従動側に前後進切換機構14を配設することもできる。その場合には、CV用クラッチ92よりも動力伝達経路においてトルクコンバータ12側、すなわち出力軸32にギヤ用出力歯車120を設けることとなる。

【0030】また、前記実施例ではCVT16の駆動側可変プリー72を挟んでトルクコンバータ12と反対側に前後進切換機構14が配設されているが、駆動側可変プリー72の向きを反対にしてその駆動側可変プリー72とトルクコンバータ12との間に前後進切換機構14を配設することもできる。その場合には、従動側可変プリー74の向きやCV用クラッチ92の配設位置も反対にすることとなる。

【0031】また、前記CV用クラッチ92の近傍に、前進時のみ係合して従動軸70から出力軸94に動力を伝達する一方向クラッチを設け、動力伝達経路の切換制御の容易化を図ることもできる。

【0032】また、前記実施例では差動歯車装置22まで別経路で動力が伝達されるようになっているが、例えば減速ギヤ装置18が第1動力伝達経路および第2動力伝達経路で共用されるように構成することも可能である。

【0033】また、前記実施例ではギヤ用クラッチ128が中間軸122と第2歯車130との間に配設されていたが、駆動軸58とギヤ用出力歯車120との間などに配設することもできる。

【0034】また、前記実施例では本発明がFF車両用の横置トランスアックスルに適用された場合について説明したが、本発明は他の車両用変速装置にも同様に適用され得る。

【0035】その他一々例示はしないが、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用されたトランスアックスルの駆動力伝達系を説明する骨子図である。

【図2】図3および図4と共に図1の実施例の構成を示す部分断面図である。

11

【図3】図2および図4と共に図1の実施例の構成を示す部分断面図である。

【図4】図2および図3と共に図1の実施例の構成を示す部分断面図である。

【図5】図1の実施例の各軸の位置関係を示す側面図である。

【図6】図1の実施例におけるクラッチおよびブレーキの作動を説明する図である。

【図7】従来の車両用変速装置の一例を説明する骨子図である。

【図8】図7の従来例の各軸の位置関係を説明する図である。

【符号の説明】

10：エンジン

14：前後進切換機構

12

16：ベルト式無段変速機

18：減速ギヤ装置

20：ギヤ用動力伝達機構

22：差動歯車装置

58：駆動軸

70：従動軸

72：駆動側可変プーリ

74：従動側可変プーリ

76：伝動ベルト

78, 80：固定回転体

82, 84：可動回転体

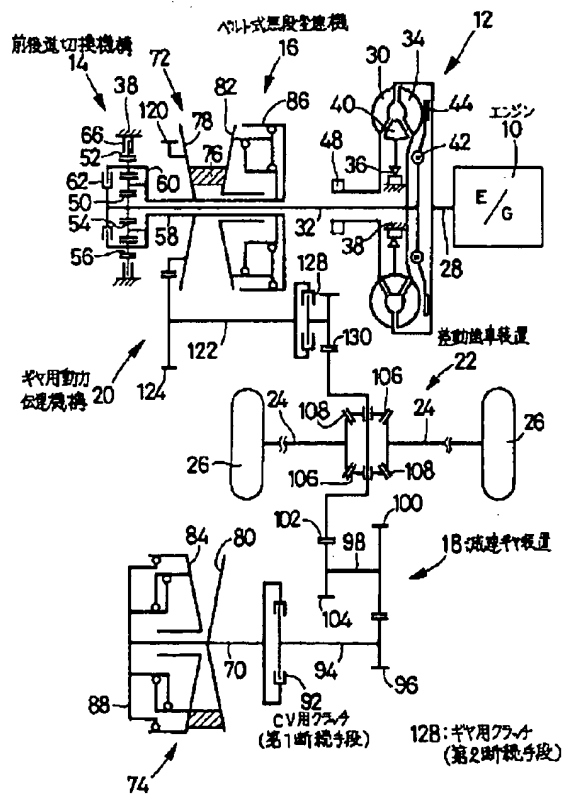
86, 88：油圧シリンダ（駆動手段）

92：CV用クラッチ（第1断続手段）

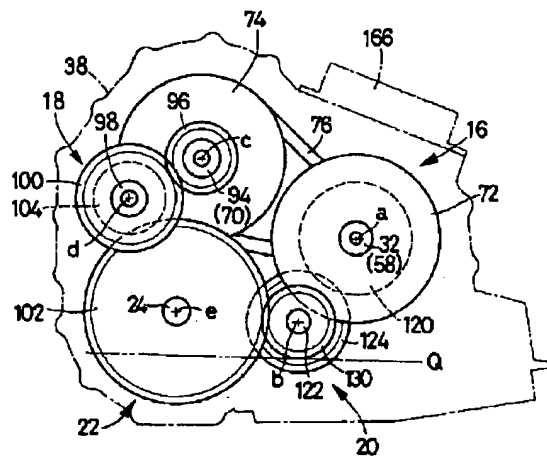
120：ギヤ用出力歯車

128：ギヤ用クラッチ（第2断続手段）

【図1】



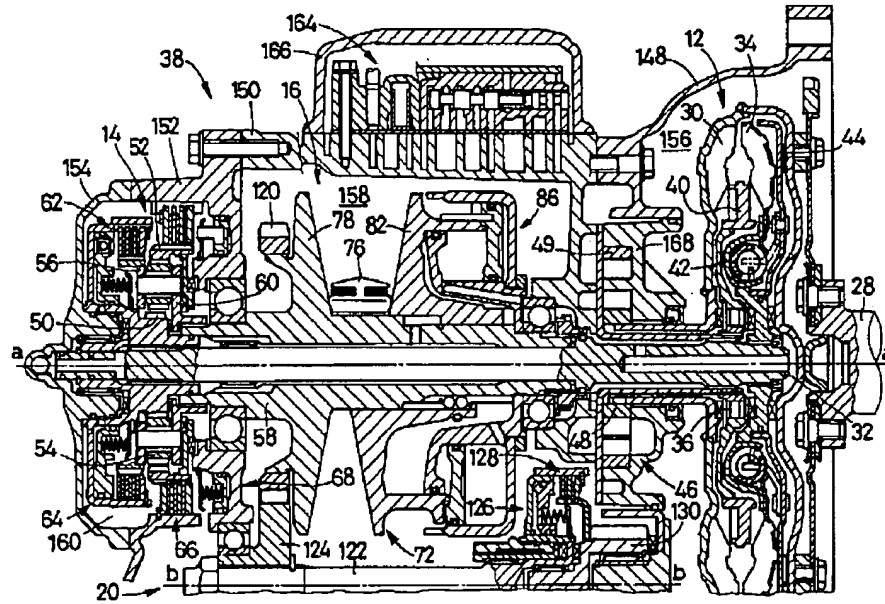
【図5】



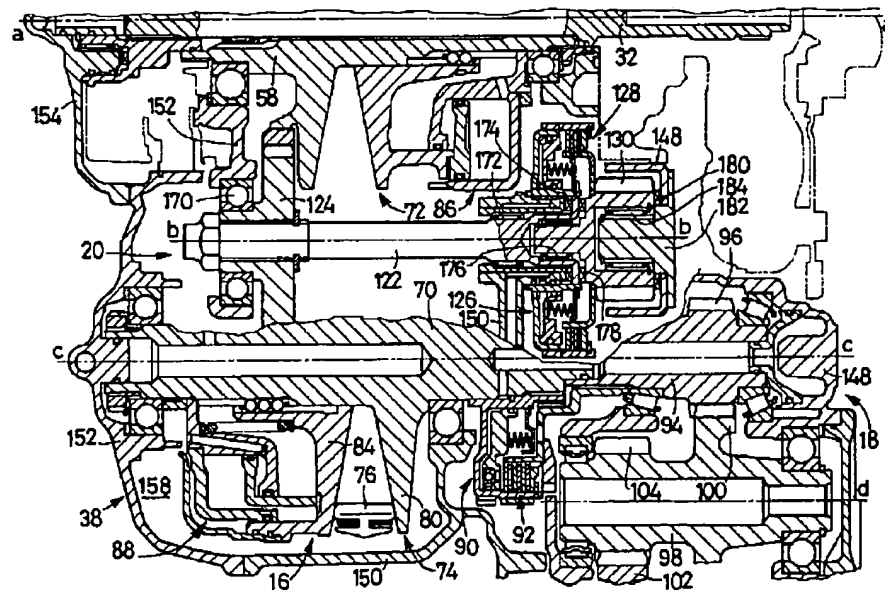
【図6】

レンジ	前進用 クラッチ 62	後進用 ブレーキ 66	CV用 クラッチ 92	ギヤ用 クラッチ 128
N(ニュートラル)	×	×	○	×
R(リバース)	×	○	○	×
D (ドライブ)	低速	×	○	×
	高速	×	×	○

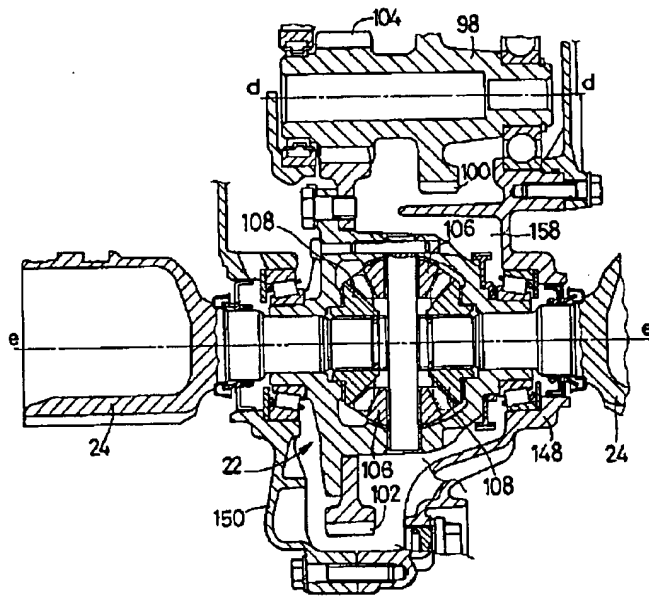
【図2】



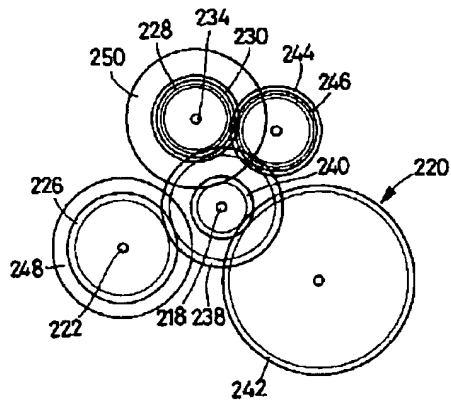
【図3】



【図4】



【図8】



【図7】

